

日本国特許庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2003年 3月18日  
Date of Application:

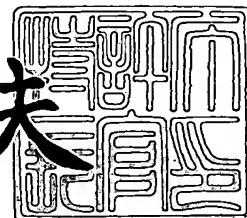
出願番号 特願2003-073464  
Application Number:  
[ST. 10/C]: [JP 2003-073464]

出願人 株式会社豊田自動織機  
Applicant(s):


2003年10月29日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今井康夫



出証番号 出証特2003-3089493



【書類名】 特許願

【整理番号】 PY20022714

【提出日】 平成15年 3月18日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F04B 27/08  
F04B 39/00 103

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社 豊田自動  
織機 内

【氏名】 佐伯 暁生

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社 豊田自動  
織機 内

【氏名】 川口 真広

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社 豊田自動  
織機 内

【氏名】 神徳 哲行

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社 豊田自動  
織機 内

【氏名】 坂野 誠俊

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社 豊田自動  
織機 内

【氏名】 近藤 淳

【特許出願人】

【識別番号】 000003218

【氏名又は名称】 株式会社 豊田自動織機

## 【代理人】

【識別番号】 100068755

## 【弁理士】

【氏名又は名称】 恩田 博宣

## 【選任した代理人】

【識別番号】 100105957

## 【弁理士】

【氏名又は名称】 恩田 誠

## 【手数料の表示】

【予納台帳番号】 002956

【納付金額】 21,000円

## 【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9721048

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 両頭ピストン式圧縮機

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 回転軸の回転により両頭型のピストンが前後に往復動されて、ピストンの前後に区画形成された前側圧縮室及び後側圧縮室のそれぞれでガスの圧縮が行われる両頭ピストン式圧縮機であって、後側圧縮室の後側に配置されたシリンダヘッドには吸入室が形成され、回転軸内には回転軸の後端部で吸入室に開口されるとともに前側へ向かって軸線方向に延在する軸内空間が形成され、吸入室のガスを、軸内空間、及び、回転軸の前側に配設された吸入弁装置を経由して前側圧縮室へと導入するとともに、軸内空間、及び、回転軸の後側に配設された吸入弁装置を経由して後側圧縮室へと導入し、各吸入弁装置が、回転軸と同期回転することで圧縮室と軸内空間とを吸入行程にて順次連通する吸入連通路を有する回転弁を備えた両頭ピストン式圧縮機において、

前記軸内空間には軸線方向に延在する隔壁によって、前側の回転弁の吸入連通路が連通される第 1 通路と、後側の回転弁の吸入連通路が連通される第 2 通路とが区画形成されており、前記隔壁の後端部は、後側の回転弁の吸入連通路と第 2 通路との連通部分の前端位置よりも後側に配置されている両頭ピストン式圧縮機。

【請求項 2】 前記隔壁の後端部は前記軸内空間から吸入室へと突出して配置されている請求項 1 に記載の両頭ピストン式圧縮機。

【請求項 3】 前記隔壁は円筒状をなしており、前記軸内空間において、隔壁の円筒内空間が第 1 通路を構成するとともに隔壁の外側の空間が第 2 通路を構成している請求項 1 又は 2 に記載の両頭ピストン式圧縮機。

【請求項 4】 前記ガス中には圧縮機内の潤滑を行うための潤滑油が混在され、一対のシリンダブロック間に形成されるとともに回転軸の回転をピストンの往復動に変換するためのクランク機構が収容されたクランク室において、回転軸の外周側には、軸線方向への該回転軸の移動を規制するための一対のスラスト軸受が前記軸線方向に並設され、回転軸には、該回転軸内の潤滑油をスラスト軸受に供給するための給油孔が、回転軸の内面と該回転軸の外周面とを連通するよう

にして、スラスト軸受に対応して設けられ、給油孔の少なくとも一つは、前記第 2 通路と連通されている請求項 1 ～ 3 のいずれかに記載の両頭ピストン式圧縮機。

【請求項 5】 前記ガス中には圧縮機内の潤滑を行うための潤滑油が混在され、一对のシリンダブロック間に形成されるとともに回転軸の回転をピストンの往復動に変換するためのクランク機構が収容されたクランク室において、回転軸の外周側には、軸線方向への該回転軸の移動を規制するための一对のスラスト軸受が前記軸線方向に並設され、回転軸には、該回転軸内の潤滑油をスラスト軸受に供給するための給油孔が、回転軸の内面と該回転軸の外周面とを連通するようにして、スラスト軸受に対応して設けられ、給油孔は、前記第 1 通路のみと連通されている請求項 1 ～ 3 のいずれかに記載の両頭ピストン式圧縮機。

【請求項 6】 前記回転軸内において少なくとも一方の給油孔の近傍には、回転軸の内面に沿った潤滑油の流動を妨げるための壁面が設けられている請求項 4 又は 5 に記載の両頭ピストン式圧縮機。

#### 【発明の詳細な説明】

##### 【0 0 0 1】

##### 【発明の属する技術分野】

本発明は、回転軸の回転により両頭型のピストンが前後に往復動されて、ピストンの前後に区画形成された前側圧縮室及び後側圧縮室のそれぞれでガスの圧縮が行われる両頭ピストン式圧縮機に関する。

##### 【0 0 0 2】

##### 【従来の技術】

車両空調装置に用いられる両頭ピストン式圧縮機としては、例えば、特許文献 1 に示すようなものが存在する。

##### 【0 0 0 3】

即ち、図 7 に示すように、前記両頭ピストン式圧縮機は、前側吐出室 1 1 1 A が形成された前側シリンダヘッド 1 0 1 と、吸入室 1 1 2 及び後側吐出室 1 1 1 B が形成された後側シリンダヘッド 1 0 2 とを備えている。更に前記両頭ピストン式圧縮機は、各シリンダヘッド 1 0 1, 1 0 2 がそれぞれシール部材 1 0 3 等



を介して接合固定される一対のシリンダブロック 104A, 104B を備えている。なお、後側シリンダヘッド 102 とシリンダブロック 104B との間には、前側シリンダヘッド 101 側と同様にシール部材 103 が設けられているため、図において後側シリンダヘッド 102 側のシール部材 103 の図示は省略されている。前記両頭ピストン式圧縮機のハウジングは、これら各シリンダヘッド 101, 102、及び、シリンダブロック 104A, 104B によって構成されている。

#### 【0004】

前記前側のシリンダブロック 104A 内には前側圧縮室 113A が、また後側のシリンダブロック 104B 内には後側圧縮室 113B が、それぞれ両頭型のピストン 114 によって区画されている。

#### 【0005】

前記前側圧縮室 113A に適用される前側吸入弁装置 115A、及び後側圧縮室 113B に適用される後側吸入弁装置 115B には、前側回転弁 117A、及び、後側回転弁 117B がそれぞれ用いられている。各回転弁 117A, 117B は回転軸 116 に設けられ、該回転軸 116 と同期回転することで、それぞれ対応する各圧縮室 113A, 113B と、回転軸 116 の軸内空間 116a とを吸入行程において順次連通する吸入連通路 118A, 118B を有している。

#### 【0006】

前記軸内空間 116a は、回転軸 116 の後端部で吸入室 112 に開口されている。そして、外部冷媒回路から後側シリンダヘッド 102 の吸入室 112 に導入された冷媒は、回転軸 116 の軸内空間 116a 及び後側回転弁 117B を介して後側圧縮室 113B に導入されるとともに、軸内空間 116a 及び前側回転弁 117A を介して前側圧縮室 113A にも導入される。

#### 【0007】

##### 【特許文献 1】

特開平 7-63165 号公報 (第 3, 4 頁、第 1 図)

#### 【0008】

##### 【発明が解決しようとする課題】



しかしながら、前記特許文献 1 の両頭ピストン式圧縮機においては、各吸入弁装置 115 A, 115 B として各回転弁 117 A, 117 B を用いている。従って、前記両頭ピストン式圧縮機においては、外部冷媒回路からの冷媒ガスを、後側シリンダヘッド 102 に形成された吸入室 112 から、後側回転弁 117 B の吸入連通路 118 B 及び前側回転弁 117 A の吸入連通路 118 A へと分配するようになっている。このため、吸入室 112 からのガス経路が、後側回転弁 117 B よりも前側回転弁 117 A の方が長くなっている。そして、回転軸 116 の軸内空間 116 a において、吸入室 112 から、後側回転弁 117 B の吸入連通路 118 B と軸内空間 116 a との連通部分の前端位置までの区間 119 の全てが、前側回転弁 117 A と後側回転弁 117 B とで共用されている。

#### 【0009】

よって、吸入室 112 から前側回転弁 117 A の吸入連通路 118 A に向かう冷媒ガスが、その途中で後側回転弁 117 B の吸入連通路 118 B に導入されがちとなり、前側圧縮室 113 A においては、吸入する冷媒ガスが不足して圧縮比が増大しがちとなる。そしてこれにより、前側吐出室 111 A へ吐出される冷媒ガスの温度が後側吐出室 111 B のそれと比べて上昇する。その結果、前側吐出室 111 A 及び前側圧縮室 113 A と圧縮機外部とを遮断するシール部材 103 の外周シール部 103 a が、後側吐出室 111 B 及び後側圧縮室 113 B と圧縮機外部とを遮断するシール部材 103 の外周シール部 103 a と比較して熱的に厳しくなっていた。

#### 【0010】

本発明の目的は、前側圧縮室に導入されるガス量の不足を解消することができる両頭ピストン式圧縮機を提供することにある。

#### 【0011】

##### 【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために請求項 1 の発明は、回転軸の軸内空間には軸線方向に延在する隔壁によって、前側の回転弁の吸入連通路が連通される第 1 通路と、後側の回転弁の吸入連通路が連通される第 2 通路とが区画形成されている。前記隔壁の後端部は、後側の回転弁の吸入連通路と第 2 通路との連通部分の前端位置

よりも後側に配置されている。

#### 【0012】

本発明においては、軸内空間において、互いに区画された第1通路と第2通路とが設けられている。つまり、軸内空間において吸入室から前側の回転弁の吸入連通路に導入されるガスは第1通路を経由して、また、後側の回転弁の吸入連通路に導入されるガスは第2通路を経由して各吸入連通路に導入される。そして第1通路と第2通路とを区画する隔壁の後端部は、後側の回転弁の吸入連通路と第2通路との連通部分の前端位置よりも後側に配置されており、吸入室から各圧縮室へのガス流に関する第1通路と第2通路との分岐点が前記連通部分の前端位置よりも後側に設定された状態となっている。つまり、隔壁の後端部が前記連通部分の前端位置よりも後側に配置されている分だけ、吸入室から前側の回転弁の吸入連通路に向かうガスが、その途中で後側の回転弁の吸入連通路に導入され難くなる。

#### 【0013】

従って、前側の回転弁の吸入連通路に導入されるガス量の不足を解消することができ、このガス量不足に伴いガス吸入時における圧縮室内の圧力が低下することで生じる体積効率の低下（圧縮比の上昇）等を防止することができる。よって、例えばこの圧縮比の上昇により生じる、圧縮室から吐出されるガスの温度上昇を防止することができる。

#### 【0014】

なお、本構成においては、回転軸の軸線方向の一方を前方とし、他方を後方としている。

請求項2の発明は請求項1において、前記隔壁の後端部は前記軸内空間から吸入室へと突出して配置されている。

#### 【0015】

この発明によれば、吸入室から各圧縮室へのガス流に関する第1通路と第2通路との分岐点が、吸入室内に設定された状態となる。従って、吸入室から第1通路に導入されるガスが、吸入室から第2通路に向かうガス流の影響をより受け難くなる。このため、吸入室から軸内空間に導入されるガスのうち、第1通路に導



入されるガスの確保がより効率的になる。

【0016】

請求項3の発明は請求項1又は2において、前記隔壁は円筒状をなしている。そして前記軸内空間において、隔壁の円筒内空間が第1通路を構成するとともに隔壁の外側の空間が第2通路を構成している。

【0017】

この発明によれば、回転軸内において第1通路は、第2通路によって取り囲まれた状態となる。従って、前側圧縮室に吸入されるガスが、回転軸内を移動する間に回転軸外から熱影響を受け難くなるため、このガスの温度上昇が抑えられる。このガスの温度上昇の抑制は、体積効率の低下抑制につながる。

【0018】

前記第1通路は第2通路に比べて長く、前側圧縮室に吸入されるガスは後側圧縮室に吸入されるガスよりも前記熱影響を受ける時間が長くなりがちであるため、本発明の構成は特に有用であると言える。

【0019】

また、円筒状の隔壁を用いて軸内空間を区画する構造は、第1通路の通過断面積と第2通路の通過断面積とを異なるように設定した場合であっても隔壁を回転軸と同一の軸線上に配置すること、即ち、回転軸の回転バランスを良好に維持することを容易とする。

【0020】

請求項4の発明は請求項1～3のいずれかにおいて、前記ガス中には圧縮機内の潤滑を行うための潤滑油が混在されている。一对のシリンダブロック間には、回転軸の回転をピストンの往復動に変換するためのクランク機構が収容されたクランク室が形成されている。このクランク室において、回転軸の外周側には、軸線方向への該回転軸の移動を規制するための一对のスラスト軸受が前記軸線方向に並設されている。回転軸には、該回転軸内の潤滑油をスラスト軸受に供給するための給油孔が、回転軸の内面と該回転軸の外周面とを連通するようにして、スラスト軸受に対応して設けられている。給油孔の少なくとも一つは、前記第2通路と連通されている。

## 【 0 0 2 1 】

給油孔は、クランク室から回転軸内へのガスの侵入経路となり得る。従ってこの発明によれば、例えば、第 1 通路に対して全ての給油孔が連通された態様と比較して、クランク室のガスが、第 1 通路に侵入し難くなる。この結果、第 1 通路のガスは、クランク室のガスの熱影響を受け難くなる。

## 【 0 0 2 2 】

請求項 5 の発明は請求項 1 ～ 3 のいずれかにおいて、前記ガス中には圧縮機内の潤滑を行うための潤滑油が混在されている。一对のシリンダブロック間には、回転軸の回転をピストンの往復動に変換するためのクランク機構が収容されたクランク室が形成されている。このクランク室において、回転軸の外周側には、軸線方向への該回転軸の移動を規制するための一对のスラスト軸受が前記軸線方向に並設されている。回転軸には、該回転軸内の潤滑油をスラスト軸受に供給するための給油孔が、回転軸の内面と該回転軸の外周面とを連通するようにして、スラスト軸受に対応して設けられている。給油孔は、前記第 1 通路のみと連通されている。

## 【 0 0 2 3 】

給油孔は、クランク室から回転軸内へのガスの侵入経路となり得る。従ってこの発明によれば、例えば、第 2 通路に給油孔が連通された態様と比較して、クランク室のガスが、第 2 通路に侵入し難くなる。この結果、第 2 通路のガスは、クランク室のガスの熱影響を受け難くなる。

## 【 0 0 2 4 】

請求項 6 の発明は請求項 4 又は 5 において、前記回転軸内において少なくとも一方の給油孔の近傍には、回転軸の内面に沿った潤滑油の流動を妨げるための壁面が設けられている。

## 【 0 0 2 5 】

この発明によれば、前記壁面によって給油孔の近傍で潤滑油の流動が妨げられることで、潤滑油が給油孔の入口（回転軸の内面側の開口）付近に溜まり易くなる。従って、給油孔に導入される潤滑油の確保を効率よく行うことができ、スラスト軸受の潤滑を効率よく行うことができるようになる。

## 【0026】

## 【発明の実施の形態】

以下、車両空調装置における冷媒循環回路を構成する固定容量型の両頭ピストン式圧縮機（以下単に圧縮機とする）において本発明を具体化した一実施形態を、図1を用いて説明する。なお、図面の左方を圧縮機の前方とし右方を後方とする。

## 【0027】

前記圧縮機のハウジングは、一対の前側シリンダブロック11A及び後側シリンダブロック11Bと、前側ハウジング13と、後側ハウジング（後述する後側圧縮室40Bの後側に配置されたシリンダヘッド）14とからなっている。前側ハウジング13は、前側の弁・ポート形成体12Aを介して前側シリンダブロック11Aの前側に接合固定されている。後側ハウジング14は、後側の弁・ポート形成体12Bを介して後側シリンダブロック11Bの後側に接合固定されている。

## 【0028】

前記前側の弁・ポート形成体12Aは、前側ハウジング13側から後側に向かって順に、リテーナ形成板15A、吐出弁形成板26A及びバルブプレート25Aが重合配置されてなる。後側の弁・ポート形成体12Bは、後側ハウジング14側から前側に向かって順に、リテーナ形成板15B、吐出弁形成板26B及びバルブプレート25Bが重合配置されてなる。

## 【0029】

前記前側ハウジング13には、前側吐出室21Aが区画形成されている。前側吐出室21Aは、リテーナ形成板15Aの前面18Aと、該前面18Aに当接する前側ハウジング13の端面13aとが接合されることによって区画形成されている。また、後側ハウジング14には、後側吐出室21Bが区画形成されている。後側吐出室21Bは、リテーナ形成板15Bの後面18Bと、該後面18Bに当接する後側ハウジング14の端面14aとが接合されることによって区画形成されている。また、後側の弁・ポート形成体12Bを介して、後側ハウジング14と後側シリンダブロック11Bとの間には、吸入室22が区画形成されている。

。

### 【0030】

なお、前記各リテーナ形成板 15 A, 15 B の各前後面には、これら各面に当接される各シリンダブロック 11 A, 11 B、前側ハウジング 13、及び、後側ハウジング 14 の各端面との僅かな隙間を封止するためのエラストマ等からなるシール部材 19 が設けられている。なお、後側のリテーナ形成板 15 B には、前側のリテーナ形成板 15 A と同様にシール部材 19 が設けられているため、図において後側のリテーナ形成板 15 B のシール部材 19 の図示は省略されている。

### 【0031】

前記各バルブプレート 25 A, 25 B には、吐出ポート 27 A, 27 B が形成されている。各吐出弁形成板 26 A, 26 B には、吐出弁 28 A, 28 B が形成されている。各吐出弁 28 A, 28 B はそれぞれ対応する吐出ポート 27 A, 27 B を開閉する。各リテーナ形成板 15 A, 15 B には、リテーナ 29 A, 29 B が形成されている。各リテーナ 29 A, 29 B はそれぞれ対応する吐出弁 28 A, 28 B の開度を規制する。

### 【0032】

前記両シリンダブロック 11 A, 11 B には、回転軸 31 が回転可能に支持されている。回転軸 31 は、各シリンダブロック 11 A, 11 B の中心部においてそれぞれ貫設された前側収容孔 32 A 及び後側収容孔 32 B に挿通されている。回転軸 31 は、各収容孔 32 A, 32 B を介して各シリンダブロック 11 A, 11 B によって滑り軸受け支持されている。

### 【0033】

前記回転軸 31 の前端部は、前側の弁・ポート形成体 12 A、及び、前側ハウジング 13 を貫通するように形成された挿通孔 33 を介して圧縮機のハウジング外へ突出され、車両の走行駆動源であるエンジン E g に作動連結されている。挿通孔 33 において前側ハウジング 13 と回転軸 31 との間には、軸シール部材 34 が介在されている。

### 【0034】

前記両シリンダブロック 11 A, 11 B 間に形成されたクランク室 36 におい

て、回転軸 31 の外周面 31a 上には、クランク機構を構成するカム体 35 が設けられている。カム体 35 は、回転軸 31 に固着された円環状の基部 35a と、該基部 35a と一体形成された斜板部 35b とからなる。

#### 【0035】

前記カム体 35 の基部 35a の前面と、この前面に対向する前側シリンダブロック 11A の後端面との間には、前側スラスト軸受 37A が介在されている。また、カム体 35 の基部 35a の後面と、この後面に対向する後側シリンダブロック 11B の前端面との間には、後側スラスト軸受 37B が介在されている。回転軸 31 は、前後一对の両スラスト軸受 37A, 37B によってカム体 35 の基部 35a が挟まれることで、軸線 L 方向へのスライド移動が規制されている。

#### 【0036】

前記各シリンダブロック 11A, 11B には、複数の前側シリンダボア 38A 及び後側シリンダボア 38B が、回転軸 31 の軸線 L 周りに配列されるように形成されている。なお、図においては各シリンダボア 38A, 38B はそれぞれ一つのみ図示されている。前側シリンダボア 38A と後側シリンダボア 38B とは、互いに同一軸線上に対をなして配置されている。前側シリンダボア 38A には両頭型のピストン 39 の前側の頭部 39a が、後側シリンダボア 38B にはピストン 39 の後側の頭部 39b が挿入されている。ピストン 39 は、各シリンダボア 38A, 38B 内に前側圧縮室 40A 及び後側圧縮室 40B を区画する。

#### 【0037】

前記ピストン 39 は、カム体 35 の斜板部 35b にシュー 41 を介して係留されている。回転軸 31 と一体的に回転するカム体 35 の回転運動は、シュー 41 を介してピストン 39 に伝えられ、ピストン 39 が各シリンダボア 38A, 38B 内を前後に往復運動する。カム体 35、及び、シュー 41 は、回転軸 31 の回転をピストン 39 の往復動に変換するクランク機構を構成する。

#### 【0038】

前記前側シリンダブロック 11A には前側導通路 47A が前側シリンダボア 38A と前側収容孔 32A とを連通するように、また、後側シリンダブロック 11B には後側導通路 47B が後側シリンダボア 38B と後側収容孔 32B とを連通

するように形成されている。

#### 【0039】

前記回転軸 31 内には軸線 L 方向に延在するように軸内空間 45 が形成されている。軸内空間 45 は、回転軸 31 の後端に設けられた開口 31b を介して吸入室 22 に連通されている。軸内空間 45 は、開口 31b 側（後側）に円柱状の大径空間 45a、及び、奥側（前側）に大径空間 45a よりも外径の小さい円柱状の小径空間 45b を有するように形成されている。軸内空間 45 を区画する回転軸 31 の内周面 31c 上において大径空間 45a と小径空間 45b との接続部分には、後側に臨む環状の壁面 55 を有する段差が形成されている。

#### 【0040】

前記回転軸 31 内には、軸線 L 方向に延在する円筒状隔壁 56 が挿入固定されている。円筒状隔壁 56 は、その前端部が小径空間 45b 内に圧入された状態で固定されている。円筒状隔壁 56 の後端部 56a は、軸内空間 45 から吸入室 22 に突出して配置されている。即ち、円筒状隔壁 56 の内部空間（円筒内空間）は、軸内空間 45 内に配置された軸側隔壁内空間 60A と、吸入室 22 内に配置され該吸入室 22 の内部空間の一部を構成する吸入室側隔壁内空間 60B とからなっている。

#### 【0041】

前記円筒状隔壁 56 が設けられることで、軸内空間 45 は、小径空間 45b 及び円筒状隔壁 56 の軸側隔壁内空間 60A からなる空間と、前記壁面 55 よりも後側の円筒状隔壁 56 の外側の空間とに分割されることとなる。前者の分割空間（小径空間 45b 及び軸側隔壁内空間 60A からなる空間）は、小径空間 45b に対応する回転軸 31 の内周面 31c と回転軸 31 の外周面 31a とを連通する前側吸入連通路 48A を介して回転軸 31 の外部と連通されている。従って、この分割空間は、吸入室 22 の内部空間の一部である吸入室側隔壁内空間 60B と前側吸入連通路 48A とを連通する第 1 通路 57A として機能する。

#### 【0042】

また、後者の分割空間（円筒状隔壁 56 の外側の空間）は、大径空間 45a に対応する回転軸 31 の内周面 31c と回転軸 31 の外周面 31a とを連通する後

側吸入連通路 48B を介して回転軸 31 の外部と連通されている。従って、この分割空間は、吸入室 22 と後側吸入連通路 48B とを連通する第 2 通路 57B として機能する。両通路 57A, 57B は、互いに区画されている。

#### 【0043】

前述したように円筒状隔壁 56 の後端部 56a は軸内空間 45 から吸入室 22 に突出して配置されているため、この後端部 56a は、後側吸入連通路 48B と第 2 通路 57B との連通部分の前端位置（後側吸入連通路 48B の第 2 通路 57B 側の開口の前端位置）P よりも後側に配置された状態となっている。

#### 【0044】

なお、第 1 通路 57A の通過断面積（軸線 L に直行する平面における、円筒状隔壁 56 の円筒内空間の断面積）は、第 2 通路 57B の通過断面積（軸線 L に直行する平面における、大径空間 45a に対応する回転軸 31 の内周面 31c と円筒状隔壁 56 の外周面との間の領域の断面積）よりも大きく設定されている。

#### 【0045】

前述の前側吸入連通路 48A は前側シリンダブロック 11A の前側導通路 47A に対応して、また、後側吸入連通路 48B は後側シリンダブロック 11B の後側導通路 47B に対応してそれぞれ設けられている。前側吸入連通路 48A は、回転軸 31 の回転に伴って、第 1 通路 57A と前側導通路 47A とを間欠的に連通し、後側吸入連通路 48B は、回転軸 31 の回転に伴って、第 2 通路 57B と後側導通路 47B とを間欠的に連通する。

#### 【0046】

従って、前記前側収容孔 32A によって包囲された回転軸 31 の部分は、前側吸入弁装置 49A を構成するとともに前側吸入連通路 48A を有し、回転軸 31 に一体形成された前側回転弁 50A となる。また、後側収容孔 32B によって包囲された回転軸 31 の部分は、後側吸入弁装置 49B を構成するとともに後側吸入連通路 48B を有し、回転軸 31 に一体形成された後側回転弁 50B となる。

#### 【0047】

前記各通路 57A, 57B と各導通路 47A, 47B とは、それぞれ対応する圧縮室 40A, 40B が吸入行程の状態にあるときに、回転軸 31 の各吸入連通

路 48A, 48B を介して互いに順次連通する。この状態では、吸入室 22 の冷媒ガスが各圧縮室 40A, 40B に対して、それぞれ対応する通路 57A, 57B、吸入連通路 48A, 48B、及び、導通路 47A, 47B を経由して導入される。

#### 【0048】

前記各通路 57A, 57B と各導通路 47A, 47B との連通は、それぞれ対応する圧縮室 40A, 40B が圧縮及び吐出行程の状態にあるときに遮断される。この状態では、各圧縮室 40A, 40B での冷媒ガスの圧縮が行われるとともに、この圧縮された冷媒ガスがそれぞれ対応する吐出ポート 27A, 27B から吐出弁 28A, 28B を押し退けて吐出室 21A, 21B に吐出される。各吐出室 21A, 21B に吐出された冷媒ガスは、圧縮機とともに冷媒循環回路を構成する図示しない外部冷媒回路へ流出する。外部冷媒回路へ流出した冷媒ガスは、吸入室 22 へ還流する。なお冷媒循環回路を循環する冷媒ガス中にはミスト状の潤滑油が混在されている。この潤滑油は、圧縮機内の各部を潤滑するためのものである。

#### 【0049】

前記回転軸 31 には、前側給油孔 51A 及び後側給油孔 51B が、回転軸 31 の内周面 31c と外周面 31a とを連通するようにして貫設されている。前側給油孔 51A は前側スラスト軸受 37A に、また、後側給油孔 51B は後側スラスト軸受 37B にそれぞれ対応して設けられている。各給油孔 51A, 51B は、回転軸 31 の軸内空間 45 内の潤滑油を、回転軸 31 の回転に伴う遠心力によって、それぞれ対応するスラスト軸受 37A, 37B に供給するためのものである。なお本実施形態において各給油孔 51A, 51B は、共に、第 2 通路 57B と連通されている。つまり各スラスト軸受 37A, 37B へは、第 2 通路 57B 内の潤滑油が供給される。

#### 【0050】

両給油孔 51A, 51B のうち前側給油孔 51A は、回転軸 31 内に設けられた前述の壁面 55 の近傍に配置されている。壁面 55 は、前側給油孔 51A の前側に位置している。壁面 55 は、回転軸 31 の内周面 31c に沿った潤滑油の前



方への流動を妨げる機能を有する。

#### 【0051】

ところで、各圧縮室 40 A、40 Bでの冷媒ガス圧縮が行われている状態においてクランク室 36 には、各シリンダボア 38 A、38 Bとピストン 39との隙間を介した各圧縮室 40 A、40 Bからの高圧な冷媒ガスの漏出等により、該冷媒ガスとともに入り込んだ潤滑油が溜まりがちである。

#### 【0052】

前記前側シリンダブロック 11 Aには、こうした潤滑油を、軸シール部材 34 が収容された挿通孔 33 に導出するための前側導油通路 58 Aが設けられている。また、後側シリンダブロック 11 Bには、前述の潤滑油を、吸入室 22 に導出するための後側導油通路 58 Bが設けられている。

#### 【0053】

前記挿通孔 33 に導出された潤滑油の一部は軸シール部材 34 と回転軸 31 との摺接部の潤滑に供され、残りの潤滑油は回転軸 31 に形成された透孔 59 を介して軸内空間 45 の小径空間 45 b 内に導入される。この小径空間 45 b 内に導入された潤滑油は、前側吸入弁装置 49 Aを介して前側圧縮室 40 Aに導入され、前側シリンダボア 38 A内の潤滑に供される。また、吸入室 22 の潤滑油は、各通路 57 A、57 B及び吸入弁装置 49 A、49 Bを介してそれぞれ対応する圧縮室 40 A、40 Bに導入され、各シリンダボア 38 A、38 B内の潤滑に供される。

#### 【0054】

本実施形態では、以下のような効果を得ることができる。

(1) 本実施形態においては、回転軸 31 の軸内空間 45 において、互いに区画された第 1 通路 57 Aと第 2 通路 57 Bとが設けられている。つまり、軸内空間 45 において吸入室 22 から前側吸入連通路 48 Aに導入される冷媒ガスは第 1 通路 57 Aを経由して、また、後側吸入連通路 48 Bに導入される冷媒ガスは第 2 通路 57 Bを経由して各吸入連通路 48 A、48 Bに導入される。そして円筒状隔壁 56 の後端部 56 aは、後側吸入連通路 48 Bと第 2 通路 57 Bとの連通部分の前端位置 Pよりも後側に配置されており、吸入室 22 から各圧縮室 40

A, 4 0 B へのガス流に関する第 1 通路 5 7 A と第 2 通路 5 7 B との分岐点が前記連通部分の前端位置 P よりも後側に設定された状態となっている。つまり、円筒状隔壁 5 6 の後端部 5 6 a が前記連通部分の前端位置 P よりも後側に配置されている分だけ、吸入室 2 2 から前側吸入連通路 4 8 A に向かう冷媒ガスが、その途中で後側吸入連通路 4 8 B に導入され難くなる。

#### 【 0 0 5 5 】

従って、前側吸入連通路 4 8 A、即ち、前側圧縮室 4 0 A に導入される冷媒ガス量の不足を解消することができ、このガス量不足に伴いガス吸入時における前側圧縮室 4 0 A 内の圧力が低下することで生じる体積効率の低下（圧縮比の上昇）等を防止することができる。例えばこの圧縮比の上昇は、前側吐出室 2 1 A に吐出される冷媒ガスの温度上昇につながる。よって、前側ハウジング 1 3 と前側シリンダブロック 1 1 A との間に設けられたシール部材 1 9 の熱的負荷を軽減することができ、該シール部材 1 9 の耐久性を向上させることができる。

#### 【 0 0 5 6 】

なお、前側圧縮室 4 0 A に吸入される冷媒ガス量の不足が解消されれば、この冷媒ガスとともに前側圧縮室 4 0 A に入り込む潤滑油の量もその分増加することとなるため、前側シリンダボア 3 8 A 内の潤滑がより効率よく行われ、ピストン 3 9 との摺動摩擦における熱発生を抑制することができる。

#### 【 0 0 5 7 】

(2) 第 1 通路 5 7 A は、第 2 通路 5 7 B に比較して長い。そのため、例えば両通路 5 7 A, 5 7 B で通過断面積が等しく設定された場合には、第 1 通路 5 7 A のほうが冷媒ガスの流通抵抗が大きくなりがちである。つまり、前側回転弁 5 0 A の前側吸入連通路 4 8 A に導入される冷媒ガス量が、後側回転弁 5 0 B の後側吸入連通路 4 8 B に導入される冷媒ガス量に比べて少なくなりがちとなる。

#### 【 0 0 5 8 】

しかし本実施形態では、第 1 通路 5 7 A の通過断面積は、第 2 通路 5 7 B の通過断面積よりも大きく設定されている。これによれば、両通路 5 7 A, 5 7 B で流通抵抗を均等にし、ひいては、両圧縮室 4 0 A, 4 0 B に導入される冷媒ガスを均等にするのが容易となる。

## 【0059】

(3) 円筒状隔壁 56 の後端部 56a は、回転軸 31 の軸内空間 45 から吸入室 22 に突出して配置されている。これによれば、吸入室 22 から各圧縮室 40A、40B へのガス流に関する第 1 通路 57A と第 2 通路 57B との分岐点が、吸入室 22 内に設定された状態となる。従って、吸入室 22 から第 1 通路 57A に導入される冷媒ガスが、吸入室 22 から第 2 通路 57B に向かうガス流の影響をより受け難くなる。このため、吸入室 22 から軸内空間 45 に導入される冷媒ガスのうち、第 1 通路 57A に導入される冷媒ガスの確保がより効率的になる。

## 【0060】

(4) 回転軸 31 の軸内空間 45 において、円筒状隔壁 56 の円筒内空間が第 1 通路 57A を構成するとともに円筒状隔壁 56 の外側の空間が第 2 通路 57B を構成している。これによれば、回転軸 31 内において第 1 通路 57A は、第 2 通路 57B によって取り囲まれた状態となる。従って、前側圧縮室 40A に吸入される冷媒ガスが、回転軸 31 内を移動する間に回転軸 31 外から熱影響を受け難くなるため、この冷媒ガスの温度上昇が抑えられる。この冷媒ガスの温度上昇の抑制は、体積効率の低下抑制につながる。

## 【0061】

第 1 通路 57A は第 2 通路 57B に比べて長く、前側圧縮室 40A に吸入される冷媒ガスは後側圧縮室 40B に吸入される冷媒ガスよりも前記熱影響を受ける時間が長くなりがちであるため、本構成は特に有用であると言える。

## 【0062】

また、円筒状隔壁 56 を用いて回転軸 31 の軸内空間 45 を区画する構造は、本実施形態のように第 1 通路 57A の通過断面積と第 2 通路 57B の通過断面積とを異なるように設定した場合であっても円筒状隔壁 56 の軸線を回転軸 31 と同一の軸線 L 上に配置することを容易とする。従って、回転軸 31 の回転バランスを良好に維持することを容易とする。

## 【0063】

(5) 回転軸 31 には、該回転軸 31 内の潤滑油を各スラスト軸受 37A、37B に供給するための前側給油孔 51A 及び後側給油孔 51B がそれぞれ各スラ

スト軸受 37A, 37B に対応して設けられている。

【0064】

これら各給油孔 51A, 51B は、クランク室 36 から回転軸 31 の軸内空間 45 への冷媒ガスの侵入経路となり得る。つまり軸内空間 45 へは、これら各給油孔 51A, 51B を介して、吸入室 22 の冷媒ガスに比較して高温となりがちなクランク室 36 の冷媒ガスが侵入し得る。この冷媒ガスが仮に第 1 通路 57A に侵入すると、該第 1 通路 57A 内の冷媒ガスの温度が上昇し、対応する前側圧縮室 40A から前側吐出室 21A に吐出される冷媒ガスの温度上昇が引き起こされることとなる。つまり、前側圧縮室 40A から吐出される冷媒ガスの温度上昇を極力抑え込むためには、不都合な状態となる。

【0065】

しかし本実施形態においては、両給油孔 51A, 51B が、第 2 通路 57B のみと連通されている。従って、クランク室 36 の冷媒ガスが第 1 通路 57A に侵入し難くなる。この結果、第 1 通路 57A の冷媒ガスがクランク室 36 の冷媒ガスの熱影響を受け難くなり、前側圧縮室 40A から吐出される冷媒ガスの温度上昇が抑えられる。

【0066】

また、両給油孔 51A, 51B は、共に、第 2 通路 57B と連通され、第 1 通路 57A には連通されていないため、第 1 通路 57A 内の潤滑油は、各スラスト軸受 37A, 37B の潤滑には供されない。従って例えば、第 1 通路 57A に対して両給油孔 51A, 51B の少なくとも一方が連通された態様と比較して、前側シリンダボア 38A 内の潤滑はより効率的となる。

【0067】

(6) 回転軸 31 の内周面 31c 上において前側給油孔 51A の前側の近傍には、回転軸 31 の内周面 31c に沿った潤滑油の前方への流動を妨げるための壁面 55 が設けられている。これによれば、壁面 55 によって前側給油孔 51A の近傍で潤滑油の流動が妨げられることで、前側給油孔 51A の入口（回転軸 31 の内周面 31c 側の開口）付近に溜まり易くなる。従って、前側給油孔 51A に導入される潤滑油の確保を効率よく行うことができ、前側スラスト軸受 37A の

潤滑を効率よく行うことができるようになる。

【0068】

(7) 前側シリンダブロック 1 1 A には、クランク室 3 6 の潤滑油を、第 1 通路 5 7 A (具体的には小径空間 4 5 b) に導出可能な通路 (前側導油通路 5 8 A、挿通孔 3 3、及び、透孔 5 9) が設けられている。また、後側シリンダブロック 1 1 B には、クランク室 3 6 の潤滑油を、吸入室 2 2 に導出するための後側導油通路 5 8 B が設けられている。

【0069】

これによれば、両シリンダボア 3 8 A、3 8 B 内の潤滑をより効率よく行うことができる。特に前側シリンダボア 3 8 A 内へは、吸入室 2 2 からの第 1 通路 5 7 A を介した潤滑油の導入に加えて、前側導油通路 5 8 A、挿通孔 3 3、及び、透孔 5 9 によって構成される前記通路を介した潤滑油の導入も行われ得るため、潤滑の効率は大幅に向上し得る。

【0070】

なお、本発明の趣旨から逸脱しない範囲で例えば以下の態様でも実施できる。

○ 前記実施形態では、回転軸 3 1 の内周面 3 1 c に沿った潤滑油の流動を妨げるための壁面 5 5 が、前側給油孔 5 1 A にのみ対応して設けられたが、後側給油孔 5 1 B に対応して設けられていてもよい。この場合、例えば図 2 に示すように構成する。

【0071】

この構成では、前記実施形態の円筒状隔壁 5 6 とは異なり、回転軸 3 1 内に挿入固定された円筒状隔壁 6 1 は、互いに一体形成された、基部 6 1 a と、該基部 6 1 a よりも外径が小さい小外径部 6 1 b とを有している。円筒状隔壁 6 1 は基部 6 1 a が大径空間 4 5 a 内に圧入された状態で固定されている。軸内空間 4 5 における基部 6 1 a よりも前方の空間、及び、軸内空間 4 5 内における円筒状隔壁 6 1 の内部空間である軸側隔壁内空間 6 0 A は、吸入室 2 2 の内部空間の一部である吸入室側隔壁内空間 6 0 B と前側吸入連通路 4 8 A とを連通する第 1 通路 5 7 A を構成する。軸内空間 4 5 における円筒状隔壁 6 1 の外側の空間は、吸入室 2 2 と後側吸入連通路 4 8 B とを連通する第 2 通路 5 7 B を構成する。

## 【0072】

前記基部 61a と小外径部 61b との接続部分には、後側に臨む環状の壁面 62 を有する段差が形成されている。この壁面 62 は、回転軸 31 の内周面 31c に沿った潤滑油の前方への流動を妨げる機能を有する。壁面 62 は、後側給油孔 51B の前側の近傍に配置されている。これによれば、後側給油孔 51B に導入される潤滑油の確保を効率よく行うことができ、後側スラスト軸受 37B の潤滑を効率よく行うことができるようになる。

## 【0073】

またこの構成では、前側給油孔 51A は第 1 通路 57A に、後側給油孔 51B は第 2 通路 57B に連通されている。従って、例えば、両給油孔 51A, 51B が共に第 1 通路 57A に連通された態様に比較して、第 1 通路 57A の冷媒ガスは、クランク室 36 の冷媒ガスの熱影響を受け難い。

## 【0074】

○ 両給油孔 51A, 51B は、共に、第 1 通路 57A と連通されていてもよい。この場合、例えば、図 6 に示すように構成する。この態様では、図 2 に示す態様において円筒状隔壁 61 が後方にずらされた状態となっている。即ち、円筒状隔壁 61 の基部 61a の前端面は、後側給油孔 51B よりも後側に配置されており、後側給油孔 51B は、前側給油孔 51A と共に、第 1 通路 57A と連通された状態となっている。なお、本態様において円筒状隔壁 61 は、図 2 に示す態様の円筒状隔壁 61 よりも（前後方向に）短くなっている。

## 【0075】

この態様においては、例えば、両給油孔 51A, 51B の少なくとも一方が第 2 通路 57B に連通された態様に比較して、第 2 通路 57B の冷媒ガスがクランク室 36 の冷媒ガスの熱影響を受け難い。

## 【0076】

○ 前記前側スラスト軸受 37A には前側給油孔 51A が、また、後側スラスト軸受 37B には後側給油孔 51B が対応して設けられたが、これに限定されない。両スラスト軸受 37A, 37B の一方のみに対応して給油孔が設けられていてもよい。また、給油孔は設けられていなくてもよい。

## 【0077】

○ 図3に示すように、前記実施形態の後側導油通路58Bに代えて、クランク室36の潤滑油を、吸入室22を介することなく第2通路57Bに導出する後側導油通路65を設けてもよい。即ち、後側シリンダブロック11Bには、クランク室36と後側収容孔32Bとを連通する上流側導油通路65aが設けられている。上流側導油通路65aの後側収容孔32B側の端部は後側収容孔32Bの内周面上に開口されている。

## 【0078】

前記回転軸31の後端部には、後側吸入連通路48Bと軸線L方向にずれた位置に、軸内空間45（第2通路57B）と連通する下流側導油通路65bが設けられている。下流側導油通路65bは、回転軸31の回転に伴って軸内空間45（第2通路57B）と上流側導油通路65aとを間欠的に連通可能とする。従ってクランク室36と軸内空間45とは、回転軸31の回転に伴って間欠的に連通可能となり、この連通によってクランク室36の潤滑油が吸入室22を介することなく軸内空間45に導出され得るようになる。

## 【0079】

これによれば、後側導油通路58Bを介してクランク室36から吸入室22に導出した潤滑油を軸内空間45（各通路57A，57B）に導入可能とした前記実施形態に比較して、第2通路57Bに導入される潤滑油の確保が容易になる。この場合、後側シリンダボア38B内の潤滑の効率を引き上げることが可能となる。

## 【0080】

○ 前記円筒状隔壁56の後端部56aは、吸入室22と連通する開口が、後端ほど拡開されるように形成されていてもよい。この場合、例えば図4に示すように、円筒状隔壁56の後端部56aを、ファンネル形状とする。これによれば、第1通路57A内への冷媒ガスの導入がより効率的になる。

## 【0081】

○ 前記隔壁は、円筒状の隔壁（円筒状隔壁56，61）に限定されない。断面が円形以外の、例えば、断面が多角形状の筒状を呈していてもよい。

○ 前記実施形態では、回転軸 31 の軸内空間 45 を、筒状の隔壁（円筒状隔壁 56, 61）によって区画したが、これに限定されない。例えば図 5（a）及び図 5（b）に示すように、平板状隔壁 71 によって回転軸 31 の軸内空間 45 を区画してもよい。即ち、回転軸 31 内には、平板状隔壁 71 が圧入固定されている。この平板状隔壁 71 によって、回転軸 31 の軸内空間 45 は、共に回転軸 31 の内周面 31c と平板状隔壁 71 の板面とで囲まれた、第 1 通路 57A を構成する空間と、第 2 通路 57B を構成する空間とに区画される。平板状隔壁 71 の後端部 71a は、回転軸 31 の軸内空間 45 から吸入室 22 に突出して配置されている。

#### 【0082】

○ 回転軸 31 の軸内空間 45 を区画する隔壁（円筒状隔壁 56, 61、平板状隔壁 71）の後端部は、後側回転弁 50B の後側吸入連通路 48B と第 2 通路 57B との連通部分の前端位置 P よりも後側に配置されていればよく、回転軸 31 の軸内空間 45 から吸入室 22 に突出されていなくてもよい。

#### 【0083】

次に、前記実施形態から把握できる技術的思想について以下に記載する。

（1）前記第 1 通路の通過断面積は、第 2 通路の通過断面積よりも大きく設定されている請求項 1～6 のいずれか一項に記載の両頭ピストン式圧縮機。

#### 【0084】

（2）前記円筒状の隔壁の後端部は、吸入室と連通する開口が、後端側ほど拡開されるように形成されている請求項 3 に記載の両頭ピストン式圧縮機。

#### 【0085】

##### 【発明の効果】

以上詳述したように、請求項 1～6 に記載の発明によれば、両頭ピストン式圧縮機において、前側圧縮室に導入されるガス量の不足を解消することができる。

##### 【図面の簡単な説明】

【図 1】 両頭ピストン式圧縮機の概要を示す断面図。

【図 2】 別例の両頭ピストン式圧縮機を示す断面部分図。

【図 3】 別の別例の両頭ピストン式圧縮機を示す拡大断面部分図。



【図 4】別の別例の両頭ピストン式圧縮機を示す拡大断面部分図。

【図 5】(a) は、別の別例の両頭ピストン式圧縮機を示す断面部分図であり、(b) は、回転軸を取り出して後方から見た図。

【図 6】別の別例の両頭ピストン式圧縮機を示す拡大断面部分図。

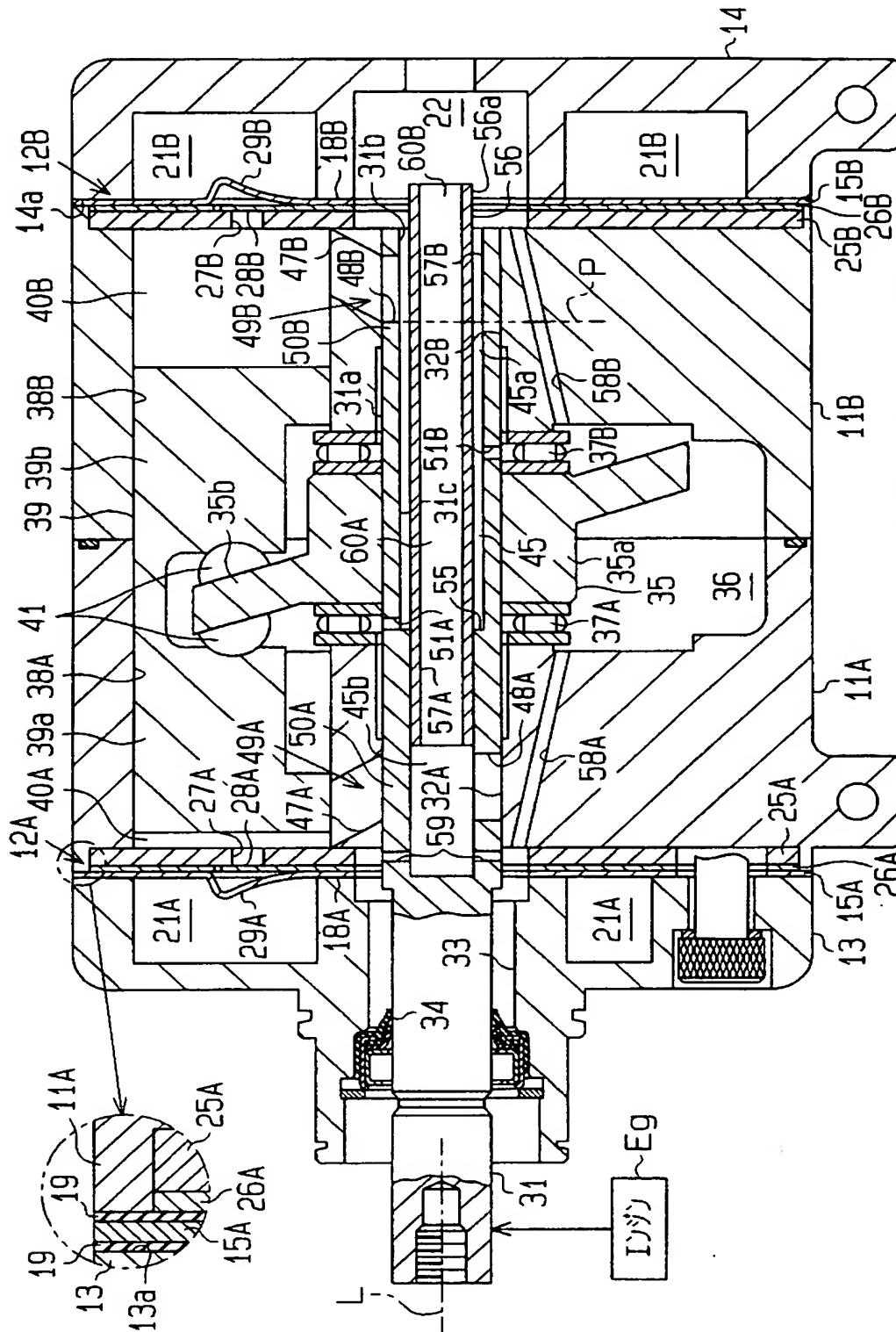
【図 7】従来技術における両頭ピストン式圧縮機の概要を示す断面図。

【符号の説明】

11A, 11B…前側及び後側シリンダブロック、14…後側圧縮室の後側に配置されたシリンダヘッドとしての後側ハウジング、22…吸入室、31…回転軸、31a…回転軸の外周面、31c…回転軸の内周面、32A, 32B…前側及び後側収容孔、35…クランク機構を構成するカム体、36…クランク室、37A, 37B…前側及び後側スラスト軸受、39…ピストン、40A, 40B…前側及び後側圧縮室、41…クランク機構を構成するシュウ、45…回転軸の軸内空間、48A, 48B…前側及び後側吸入連通路、49A, 49B…前側及び後側吸入弁装置、50A, 50B…前側及び後側回転弁、51A, 51B…前側及び後側給油孔、55, 62…回転軸の内面に沿った潤滑油の流動を妨げるための壁面、56, 61…円筒状隔壁、56a…円筒状隔壁の後端部、57A…第1通路、57B…第2通路、71…平板状隔壁、71a…平板状隔壁の後端部、L…回転軸の軸線、P…後側吸入連通路と第2通路との連通部分の前端位置。

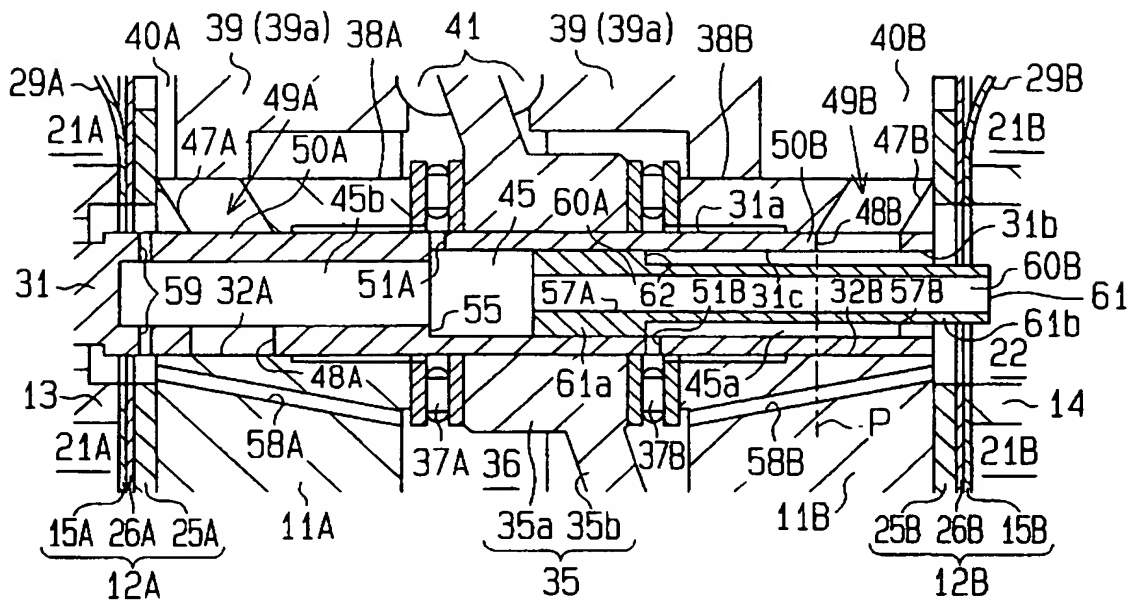
【書類名】 図面

【図1】

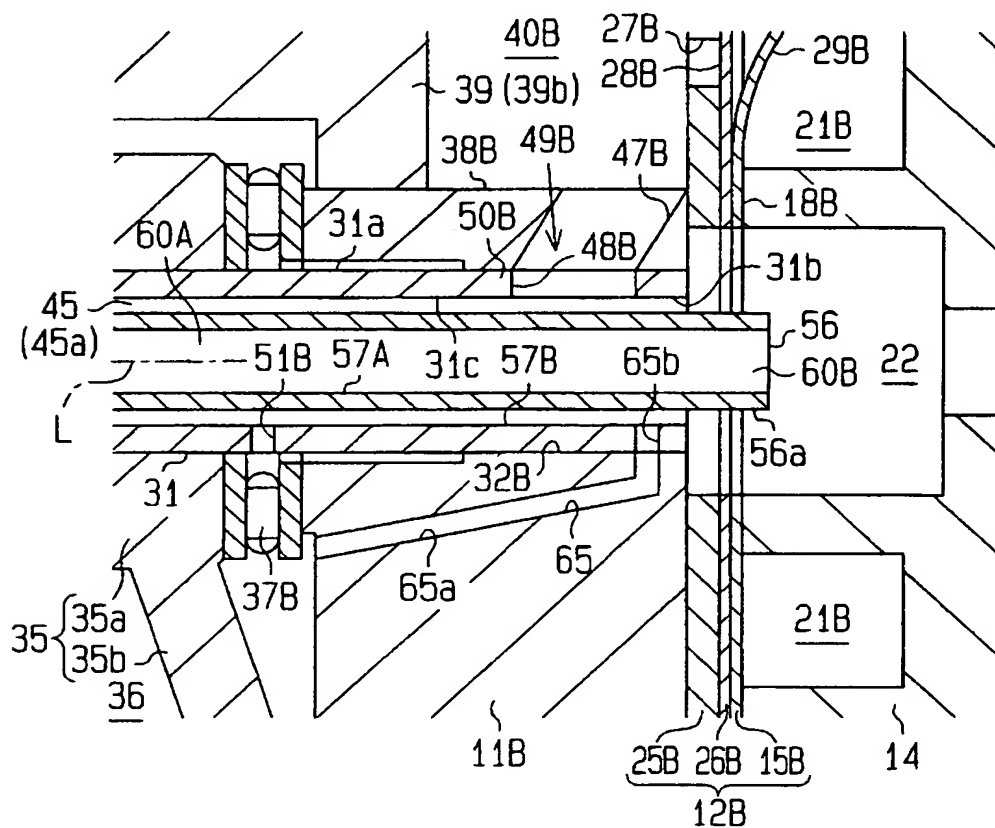


14...後側ハウジング、22...吸入室、31...回転軸、39...ピストン、40A、40B...前側及び後側圧縮室、45...軸内空間、  
48A、48B...前側及び後側吸入通路、49A、49B...前側及び後側吸入弁装置、50A、50B...前側及び後側回転弁、56...円筒状隔壁、56a...後端部、  
57A...第1通路、57B...第2通路、P...後側吸入通路と第2通路との連通部分の前端位置

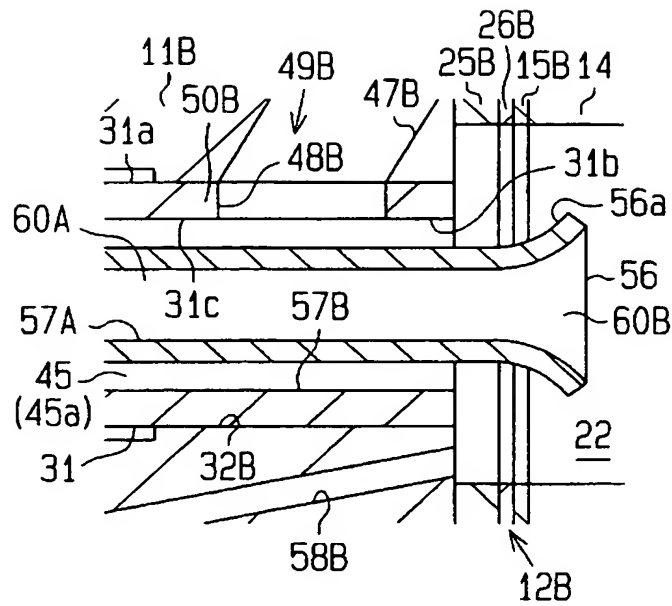
【図 2】



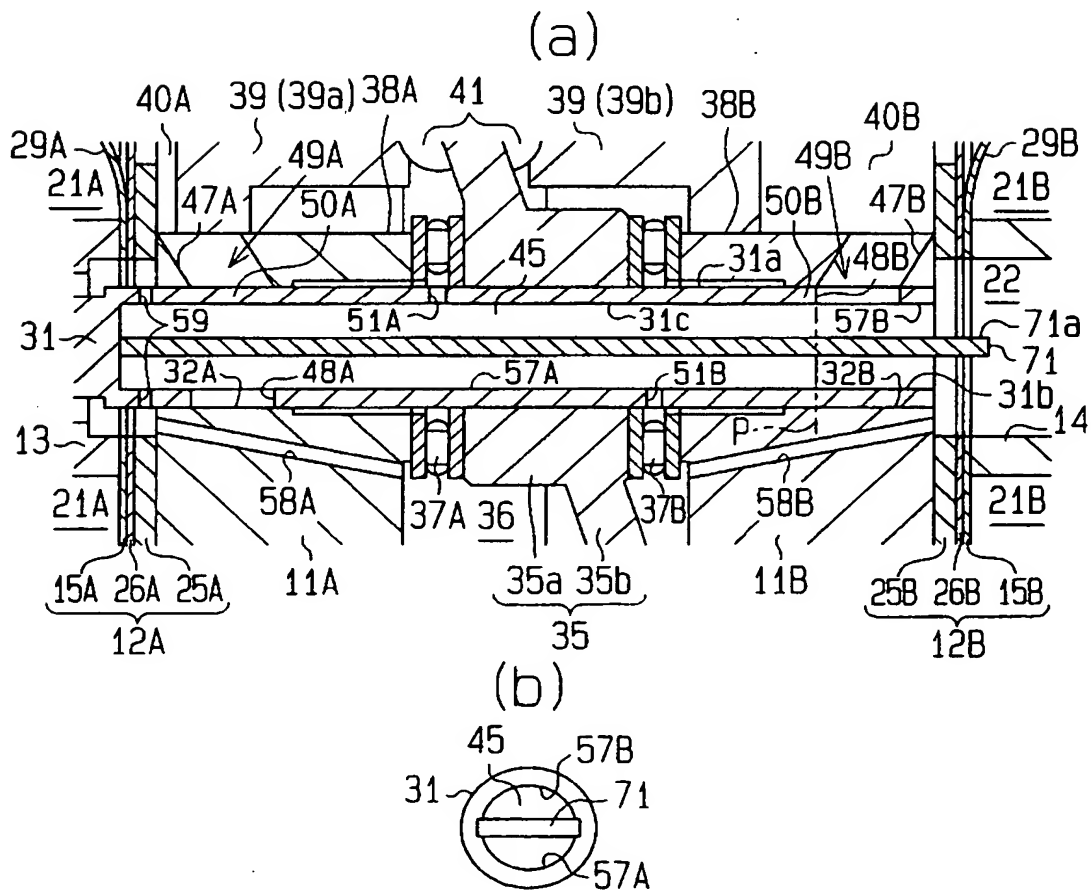
【図 3】



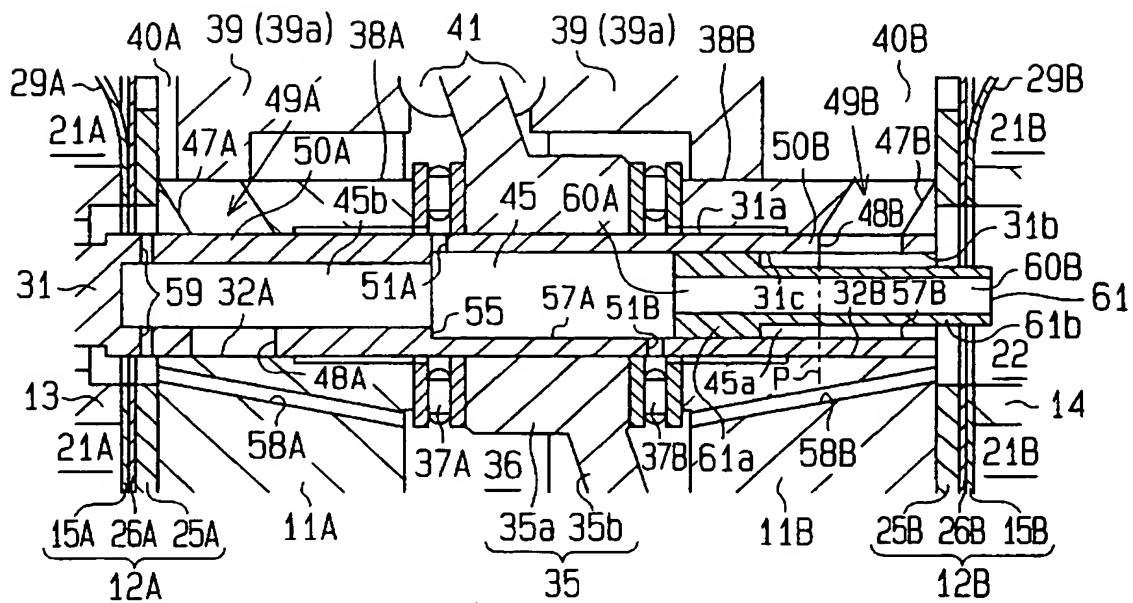
【図 4】



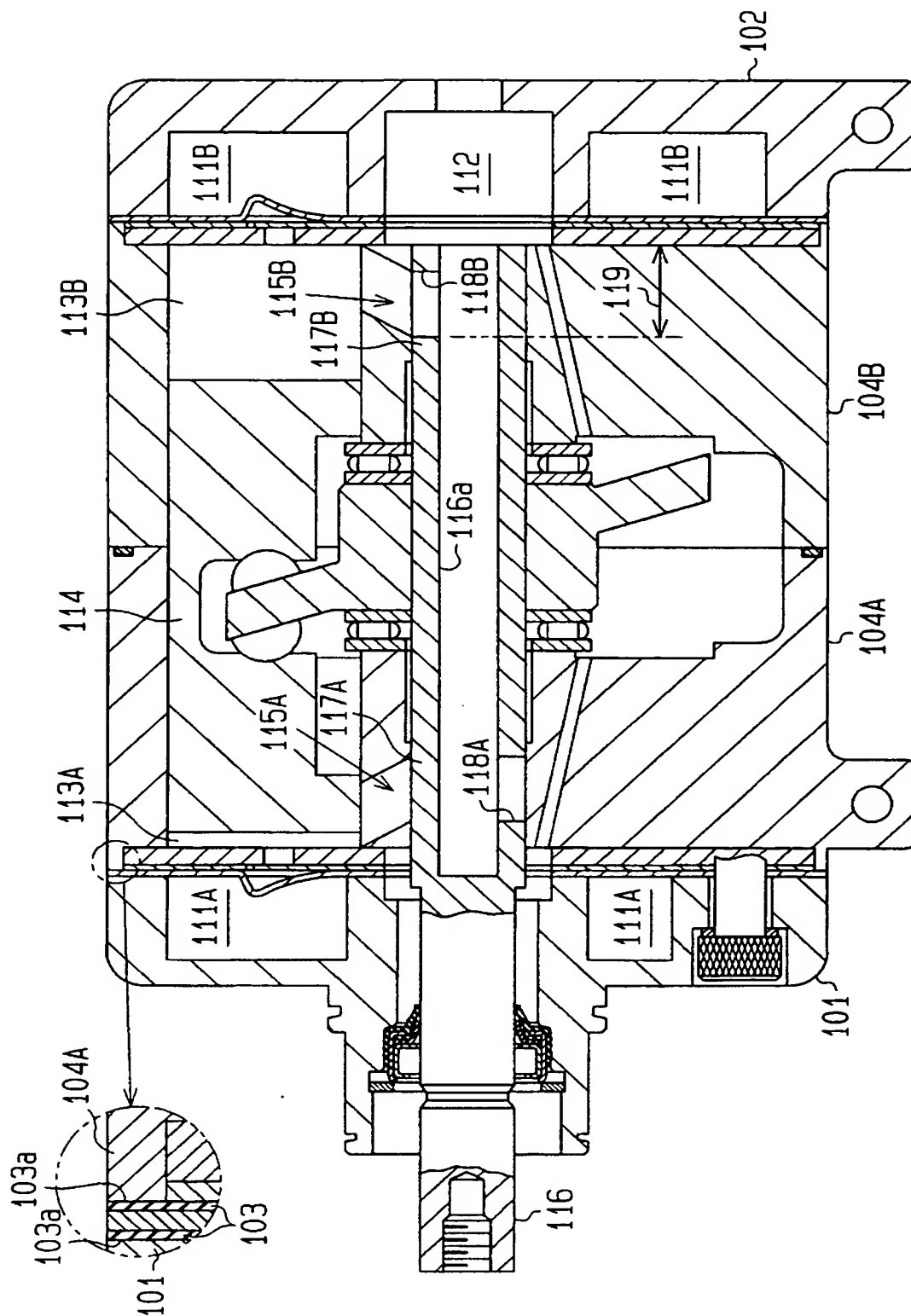
【図 5】



【図 6】



【図 7】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 前側圧縮室に導入されるガス量の不足を解消することができる両頭ピストン式圧縮機を提供する。

【解決手段】 回転軸 3 1 の軸内空間 4 5 には、軸線 L 方向に延在する円筒状隔壁 5 6 によって、前側回転弁 5 0 A の前側吸入連通路 4 8 A が連通される第 1 通路 5 7 A と、後側回転弁 5 0 B の後側吸入連通路 4 8 B が連通される第 2 通路 5 7 B とが区画形成されている。円筒状隔壁 5 6 の後端部 5 6 a は、後側回転弁 5 0 B の後側吸入連通路 4 8 B と第 2 通路 5 7 B との連通部分の前端位置 P よりも後側に配置されている。

【選択図】 図 1

特願 2003-073464

出 願 人 履 歷 情 報

識別番号

[000003218]

1. 変更年月日

2001年 8月 1日

[変更理由]

名称変更

住 所

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

氏 名

株式会社豊田自動織機